

CAT 型流量放大阀存在的不足

王同建, 刘昕晖, 瞿爱琴

(吉林大学 机械科学与工程学院, 吉林 长春 130025)

[摘要] 在详细分析 CAT 型流量放大阀的基础上, 指出了它存在的不足: 分流阀弹簧腔信号油的通断未与装载机工况相关联; 方向盘转速与车辆的转向速度呈非线性关系; 左右转向过程不对称且受温度影响。通过试验验证了上述不足, 并针对主要不足提出了解决措施。

[关键词] 装载机; 液压; 流量放大阀

[中图分类号] TH137.5 **[文献标识码]** C **[文章编号]** 1001-554X(2008)01-0098-04

The shortcomings of CAT flow amplifier valve

WANG Tong-jian, LIU Xin-hui, QU Ai-qin

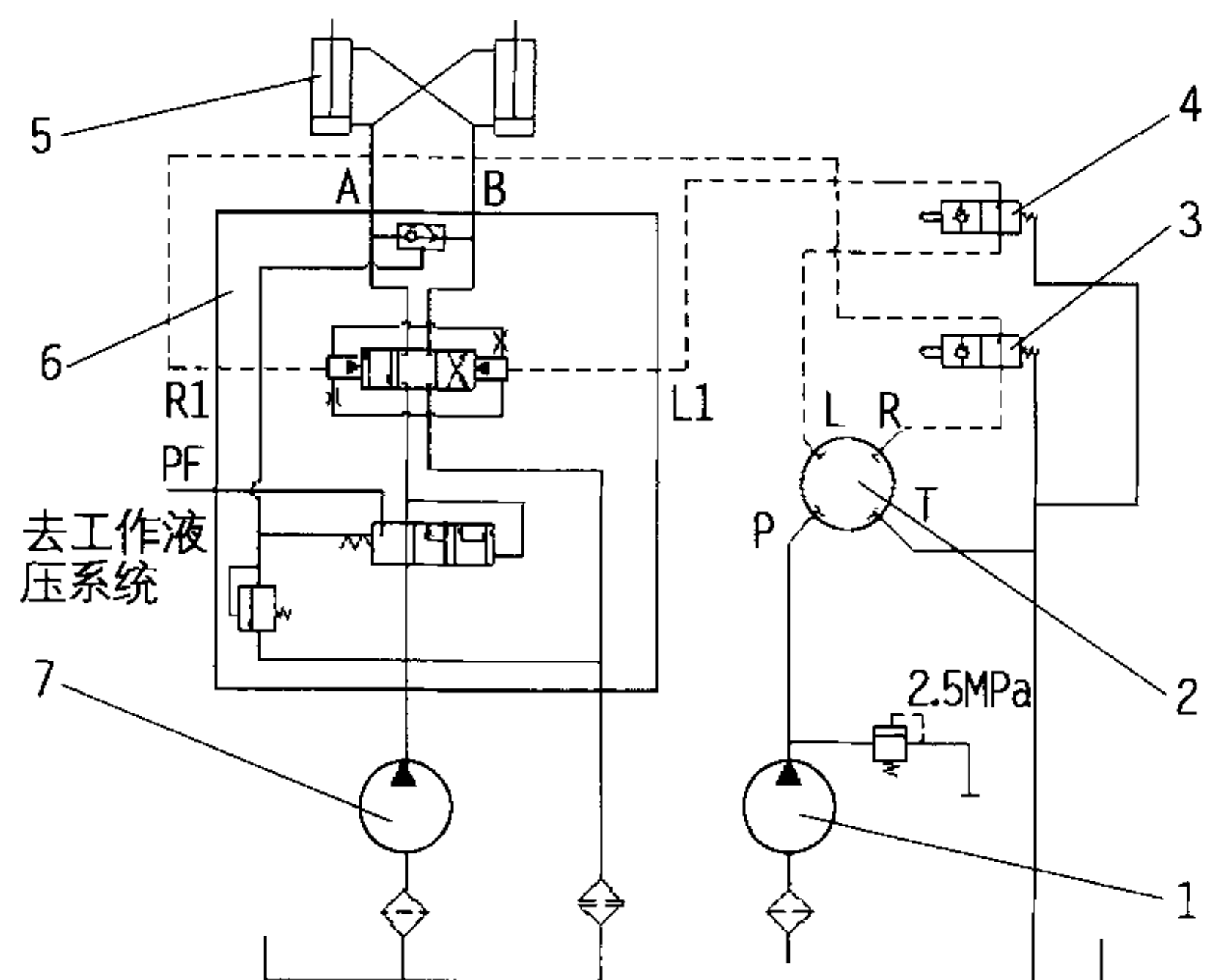
流量放大转向系统具有能合理利用系统功率、可减少机械冲击、操作平稳轻便、结构紧凑且转向灵活可靠等优点, 在装载机上的应用越来越广泛, 已成为当前转向系发展的方向^[1]。其型式主要有两种——普通独立型、优先合流型, 两者转向原理与结构基本相同, 前者是独立的, 后者与卸载阀配套使用, 优先供应转向系统, 多余的油合流到工作系统, 可以降低工作泵的排量, 以满足低压大流量时的作业工况。当工作系统的压力超过卸载阀的调定压力时, 转向系统多余的油经卸载阀直接回油箱, 以满足高压小流量时的作业工况, 有效降低了液压系统的温升, 提高功率利用率。本文主要针对优先合流型流量放大阀进行分析。

1 流量放大阀工作原理

如图 1 所示, 优先合流型流量放大转向系统由控制泵 1、转向器 2、左右转向限位阀 3、4、转向油缸 5、流量放大阀 6 和转向泵 7 等元件组成。

流量放大阀的结构如图 2 所示, 其工作原理为: 方向盘停止转动或车辆转向到极限位置时, 先导油被切断, 没有压力油作用于流量放大阀的阀芯 3 上, 流量放大阀的阀芯在弹簧 9 的作用下处于中位, 车辆保持原状态行驶。转向泵的油推动分流阀阀芯 24 右移, 全部从 PF 口流入卸载阀的 P 口中 (参见图 3), 再打开卸载阀的单向阀 13 进入 P1 口的工作系统中, 可以满足作业工况中低压大

流量时的要求。使转向泵的油液得到充分利用, 可降低工作泵的排量。当工作系统中的压力即 P1 口的压力超过卸载阀的调定压力时, 导阀 8 开启, 油液通过阀芯 3 的阻尼孔回油, 油液在流过阻尼孔时产生的压力损失推动阀芯 3 向下移动, P 口与 T 口相通, 单向阀 13 关闭, 从转向泵来的油液通过卸载阀直接卸荷回油, 可降低系统油液的温度, 同时又满足作业工况中高压小流量的要求。

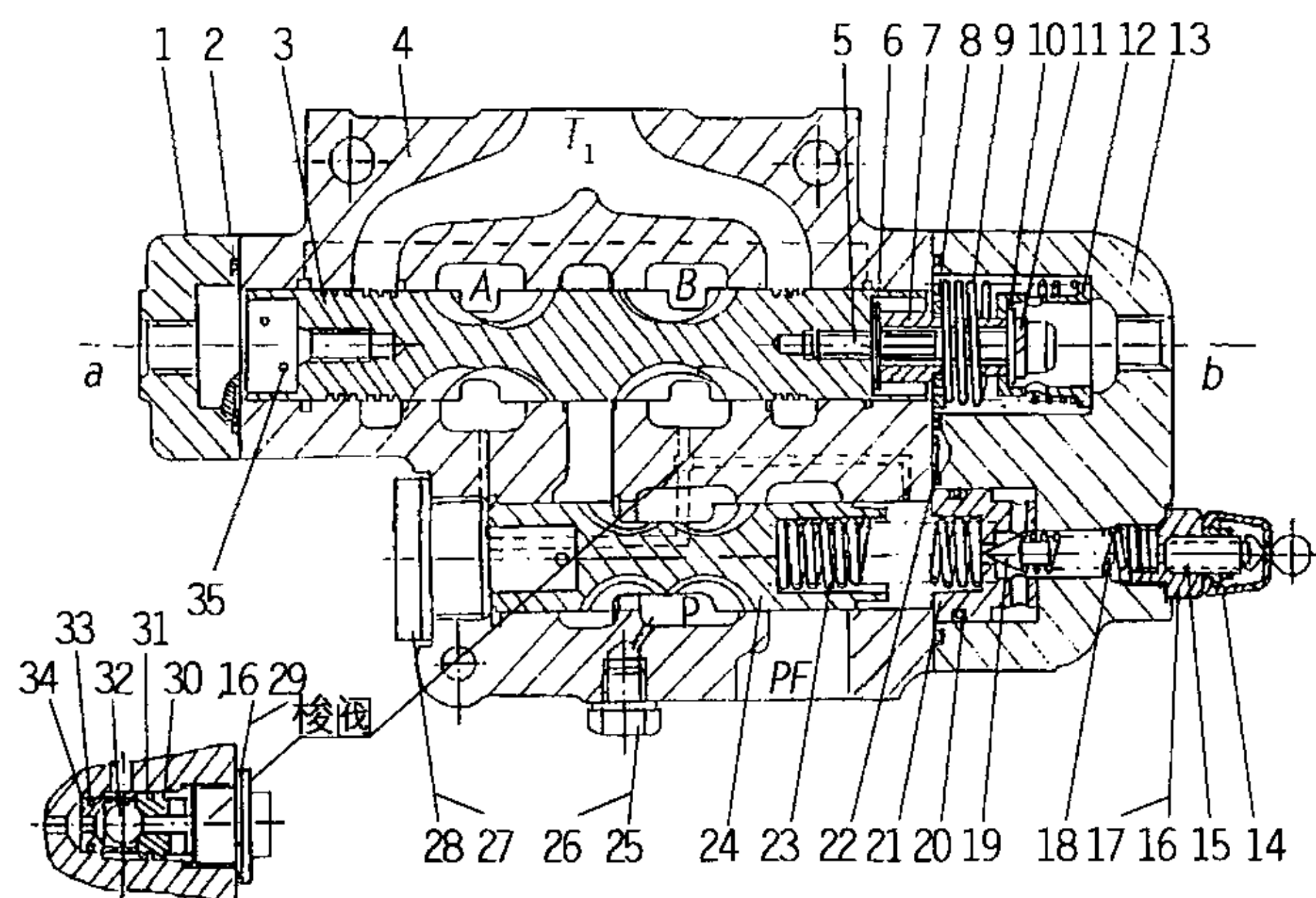


1. 控制泵 2. 转向器 3、4. 左右转向限位阀
5. 转向油缸 6. 流量放大阀 7. 转向泵

图 1 转向系统原理图

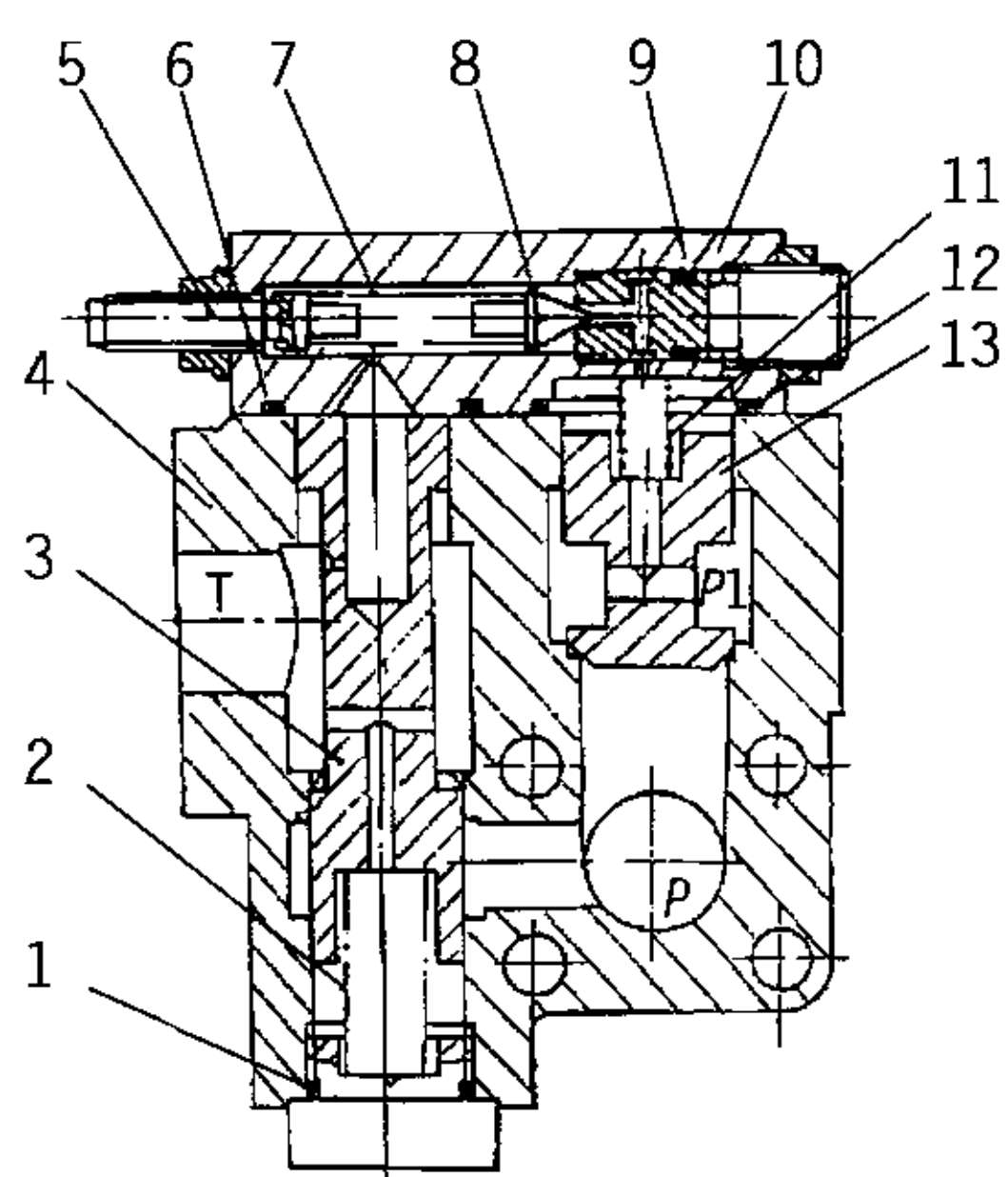
[收稿日期] 2007-05-08

[通讯地址] 王同建, 长春市人民大街 142 号吉林大学南岭校区机械学院



1. 前盖 2、16、20、22、31、33. O形圈 3. 主阀芯 4. 阀体 5. 螺钉 6. 调整垫圈
7. 导杆 8. 座圈 9. 放大阀弹簧 10、11、26、28. 垫圈 12. 导座 13. 后盖 14.
锁紧螺母 15. 调压螺钉 17. 螺母 18. 安全阀弹簧 19. 锥阀 21. 阀座 23. 分流阀
弹簧 24. 分流阀芯 25、27、29. 螺塞 30、34. 梭阀座 32. 钢球 35. 计量孔

图2 流量放大阀结构图



- 1、6、9、12. O形圈 2. 卸载阀弹簧
3. 阀芯 4. 阀体 5. 调压螺杆 7. 导
阀弹簧 8. 导阀 10. 导阀体 11. 单
向阀弹簧 13. 单向阀

图3 卸载阀结构

由于流量放大阀阀芯3处于中位,所以P腔的液压油与左右转向油缸A、B腔的液压油不再相通,保证装载机在方向盘停止转动时的行驶方向。这时如有外力作用在转向轮上,使转向油缸的某一腔压力上升,并传到封闭油腔A(或B)再经梭阀作用在安全阀上使之打开,卸掉压力峰值以保护转向油缸等液压元件,车辆继续保持原有行驶状态。

当司机向右转动方向盘时,控制系统的转向器把方向盘的转速信号转换为流量信号。油液经过右转向限位阀进流量放大阀的控制油进口b,再通过阀芯上的计量小孔经油道从控制油进油口a进入左转向限位阀,经过转向器的回油口返回油箱。由于计量孔的节流作用,使流量放大阀阀芯左右两端产生压差,主阀芯在压差的作用下克服弹簧力向左移动,且压差随着流量的增大而增大,也就是流量放大阀阀芯的位移随着控制流量的增大而增大。

主阀芯3左移以后,来自转向油泵的油液经P口及阀芯,从右转向出口B进入转向油缸,使车辆向右转向。同时压力腔中的压力油打开梭阀,进入分流阀及安全阀的压力腔即等于转向油缸中的压力作用在上述2个阀上。若外力使油缸中的压力升高,这个压力便经过梭阀传到分流阀阀芯和安全阀上,推动分流阀阀芯左移,减少旁路分流的流量,使压力腔的压力升高,保持作用在阀芯上的压差值不变,即保证转向时转向速度不受外力影响。若发动机转速升高,油泵的流量加大,压力腔的压力升高,从而推动分流阀右移,加大了旁路溢流的流量,又使压力腔中压力下降,保持作用在阀芯上的压差值不变,保证了转向速度不受外界负载和发动机转速的影响,只受方向盘

转速控制。

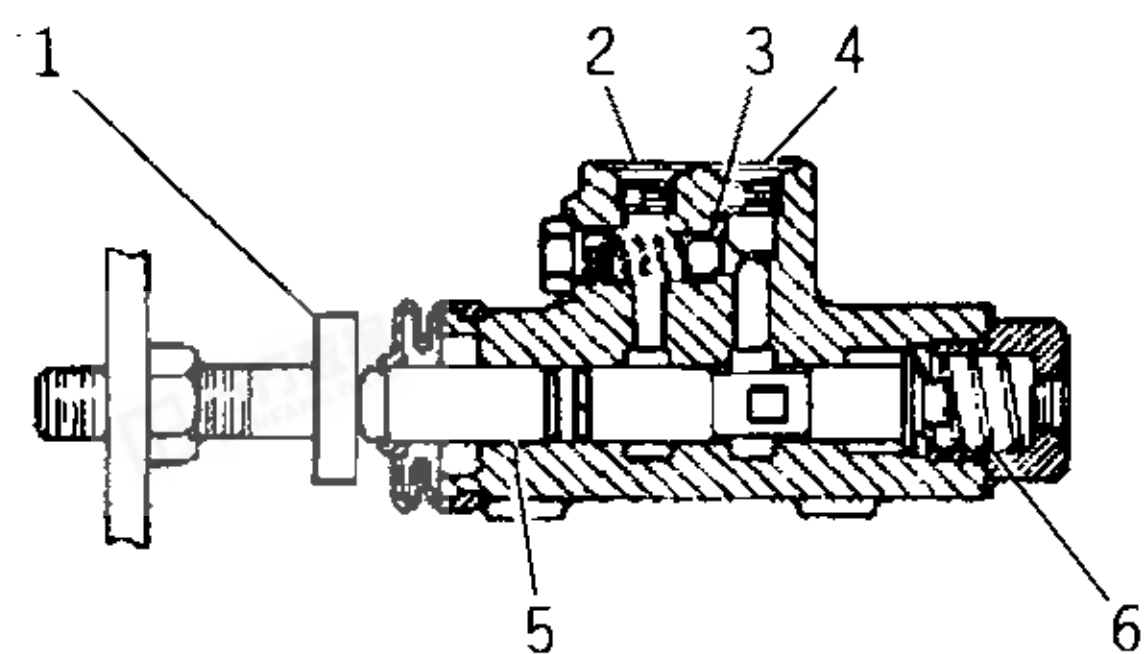
如果转向油缸压力腔压力过高，就会打开安全阀，使分流阀的弹簧腔压力降低，进油口的压力油推动分流阀右移起卸荷作用，保证转向系统安全。

车辆转向速度是随方向盘转速的改变而改变的，方向盘转速加大，控制流量就增加，使流量放大器中阀芯的位移加大，通过阀芯的压力油增多，转向速度也就加快。反之方向盘转速减小，阀芯的位移减小，使通过的流量减少，转向速度就变慢。

左转向与右转向动作相似，从转向器来的控制油经左转向限位阀进入油口 a，推动流量放大器阀芯向右移，油液经阀芯上的开口到左转向出油口 A，进入转向油缸推动活塞左转向。这时油缸中的压力油经流道和梭阀、油道同时作用在分流阀和先导阀上，这 2 个阀的动作与右转向相同。

为了保证左右转向的特性基本一致，该阀的主阀芯采用 1 个复位弹簧，无论向左还是向右转向，该弹簧都处于受压状态，且主阀芯的对中可以通过改变调整垫片 6 的厚度来调节。

当车辆转向至最大角度后，转向限位阀（见图 4）的阀杆 5 将被车身上的限位块 1 推至关闭位置，切断控制系统与转向系统的联系，使转向器输出的控制压力油不再进入流量放大器，这时阀芯 3 在弹簧 9 的作用下回到中位，转向油泵输出的油打开分流阀 23，经 PF 口进入卸载阀，防止当转向到达极限位置时因系统中大流量突然阻塞而引起的压力冲击。



1. 限位块 2. 进油口 3. 单向阀
4. 出油口 5. 阀杆 6. 弹簧

图 4 限位阀结构

由上述可知，该系统具有以下特点：

(1) 该流量放大转向系统的控制和工作系统

采用分别供油方式单独工作，用一个低压小流量去控制一个高压大流量。由于控制系统的压力油不参加转向，所以控制系统的功率很小，而转向系统的功率可以很大。

(2) 由于该系统采用了压力补偿装置即分流阀，使车辆的转向速度不受外力及发动机转速的影响，只受方向盘转速的控制。

(3) 方向盘转速与车辆的转向速度呈非线性关系。

(4) 该系统存在着空流损失，即当车辆不转向时，转向油泵输出的液流打开分流阀 23 直接回到油箱，造成功率损失。如打开分流阀的压力 P 为 $0.5 \sim 0.8 \text{MPa}$ ，流量为 160L/min ，这时的空流损失为 $1.5 \sim 2.5 \text{kW}^{[2]}$ 。

2 流量放大阀存在的不足及解决措施

(1) 由分流阀和主阀节流构成的压力匹配调速回路，可保证转向过程中转向泵始终在比负载压力高出一个设定值的情况下溢流，从而避免了定值溢流回路高压溢流造成的功率损失。但是，以上效果仅适用于装载机正常转向过程，而实际工况包括非转向状态下的行驶、停车及铲装作业，由于该系统结构设计时考虑实际使用工况不周，会造成非转向状态下液压泵高压溢流，导致液压系统发热及掘起力、牵引力不稳定的问题。

分流阀压力的大小决定于弹簧力及油压，而分流阀弹簧腔通过梭阀始终与高压工作腔连通，这样，只要转向缸因外负载产生压力，分流阀就在相应压力下溢流。装载机在转向过程中不会有什么问题，但在正常行驶和铲装作业中，即使不转向，转向缸也会因外负载而产生压力，从而造成功率损失。这一问题在实际使用中不仅会影响装载机的动力性能，而且还降低了整机作业效率，导致液压系统温升偏高。产生以上现象的根本原因就在于压力匹配调整回路中的分流阀弹簧腔信号油的通断与装载机工况相关联，导致转向液压系统高压溢流，造成功耗^[3]。

图 5 为流量放大阀中位压力测试曲线，曲线 1 为流量放大阀入口压力，曲线 2 为控制腔压力，曲线 3 为油缸位移。从图中可以看出，当油缸运动到终点将控制流量降为零后，流量放大阀入口压力

要经过很长时间（约 60s）才能降低到卸荷压力。造成这一现象的原因是油缸运动到终点控制流量降为零后，控制腔主阀芯在弹簧力的作用下回到中位，此时，在油缸高压腔与分流阀弹簧腔的压力油是密闭的，这些油液只有通过各种间隙泄漏后，分流阀阀芯才能移动，因此使入口压力缓慢降低。

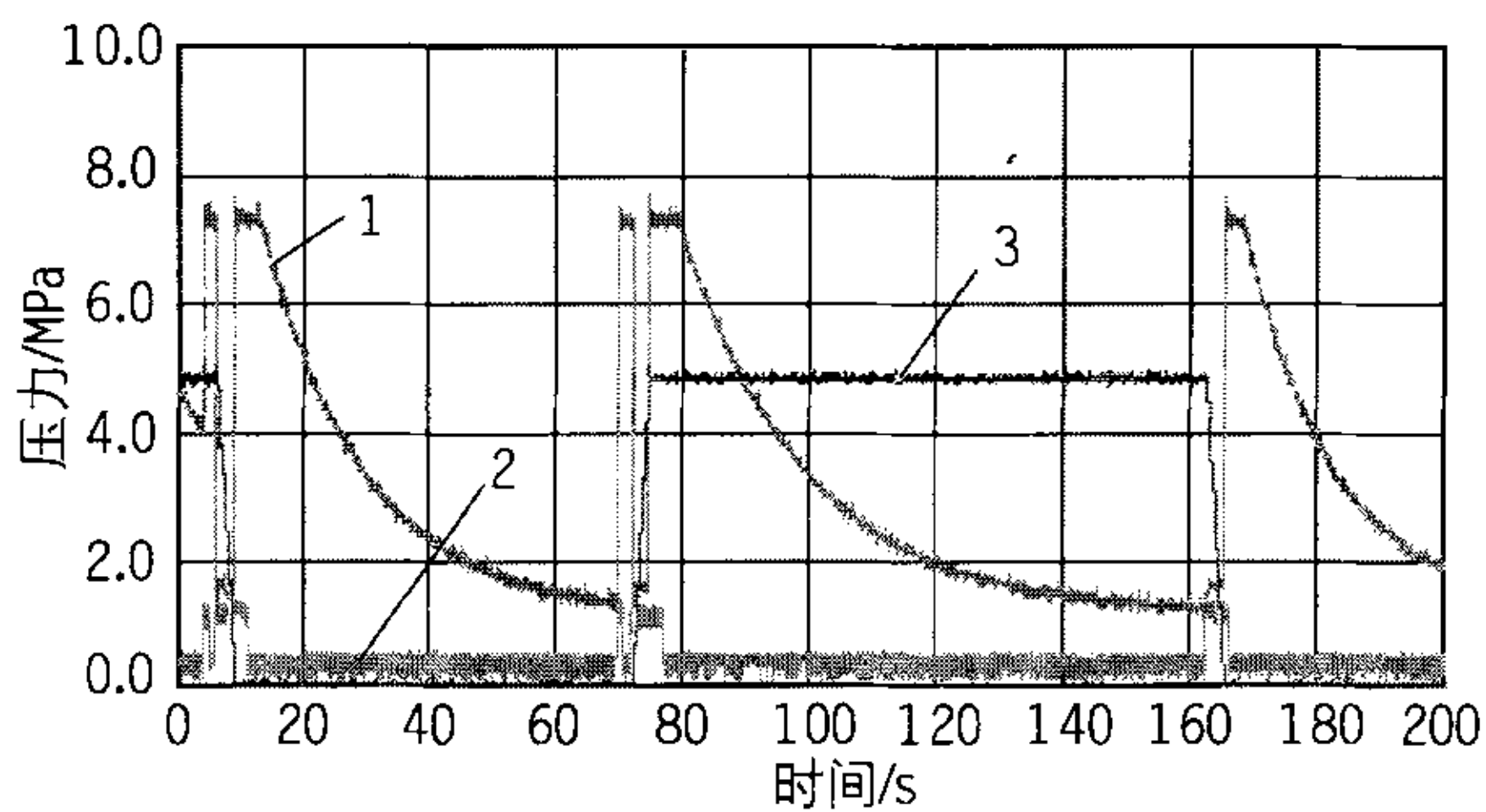
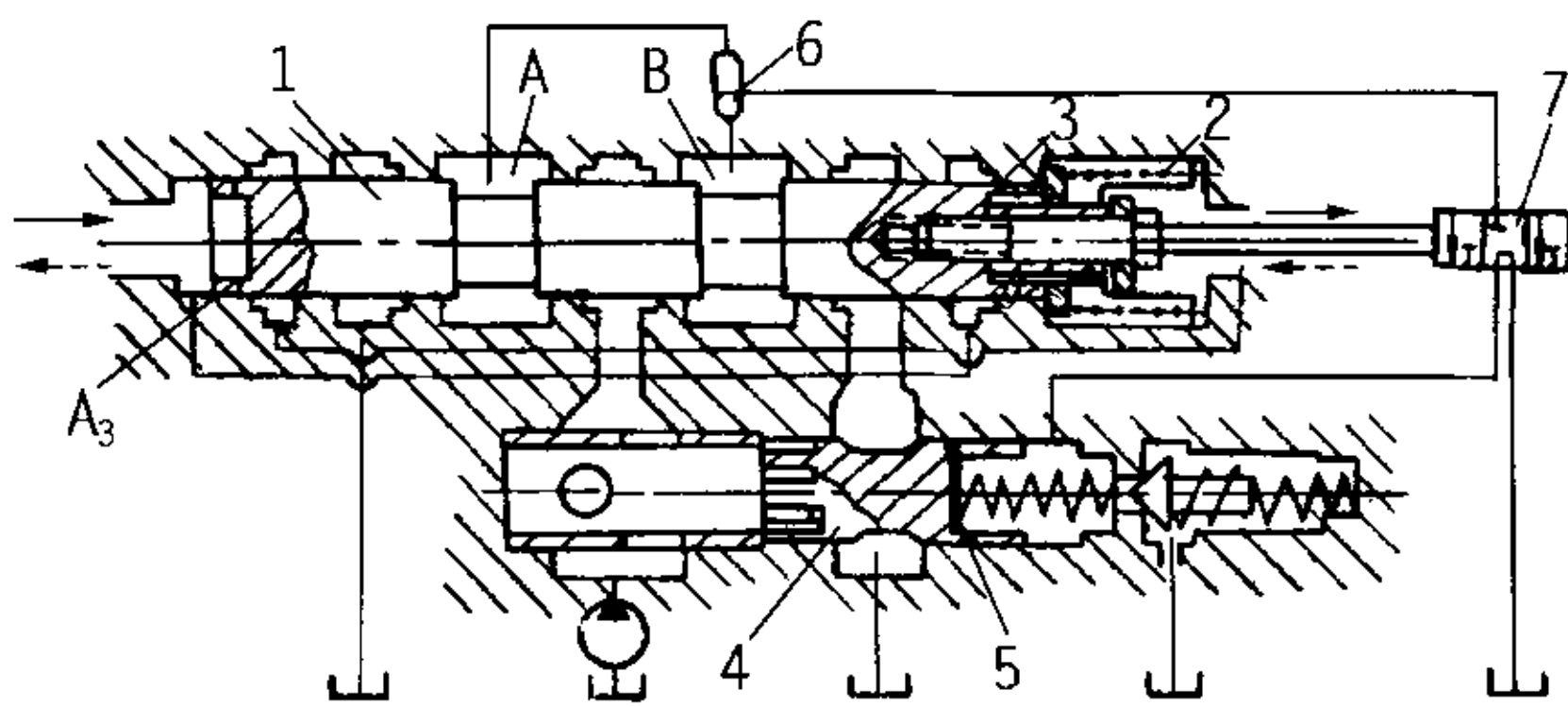


图5 中位压力测试曲线

解决这一现象的措施是流量放大阀采用图6结构，当主阀芯处于中间位置时，分流阀弹簧腔的油液通过阀7卸荷，从而使非转向状态下分流阀的入口压力与转向油缸的压力无关。



- 1. 主阀芯 2. 定位弹簧 3、5. 调整垫片
- 4. 分流阀芯 6. 梭阀 7. 卸荷阀

图6 与工况相关联的流量放大阀

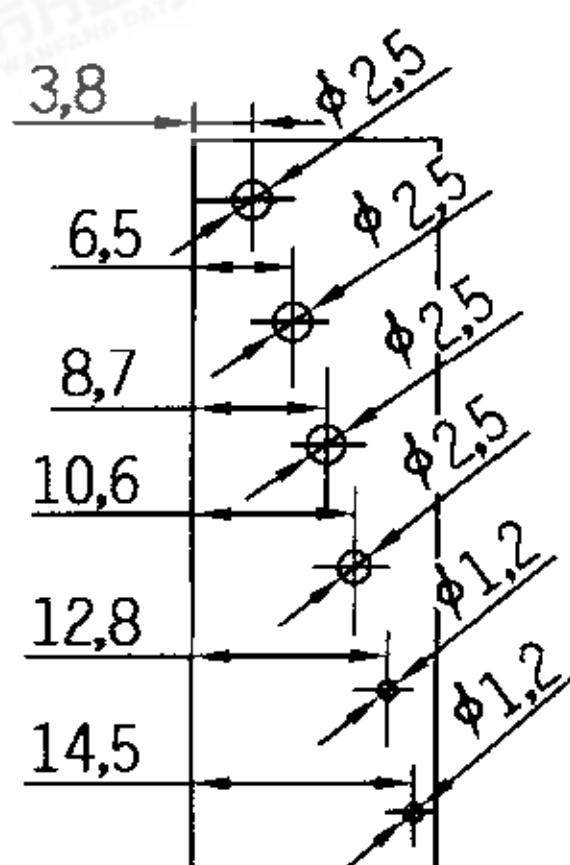


图7 流量放大阀主阀芯节流孔展开图

(2) 流量放大阀主阀芯的位移是靠转向器输出的压力油流过主阀芯两端的节流孔产生的压力损失而造成的，但主阀芯两端的节流孔有6个，且这6个节流孔所在的轴向位置也各不相同（参见图7），在加工与装配中必然存在形状与位置公差，造成左右转向不对称。同时主阀芯的位移力是通过节流损失造成的，因此油液的温度对转向过程也将产生影响：当温度高时，油液黏度低，流过节流孔的节流损失减小；温度低时，油液黏度高，流过节流孔的节流损失增大。所以在相同的控制流量下（即相同的方向盘转速），当油液温度不同时，转向速度也不相同，而这是不希望发生的。

图8为当负载压力一定时，放大阀流量随控制流量变化的试验曲线，从图中可以看出，放大阀流量随控制流量的变化呈非线性，且在左右转向时是不对称的。解决这一缺点的措施是把用流量控制放大阀主阀芯的位移改为用压力直接压制，即直接控制流量放大阀两端控制油口中的压力来控制放大阀主阀芯的位移。

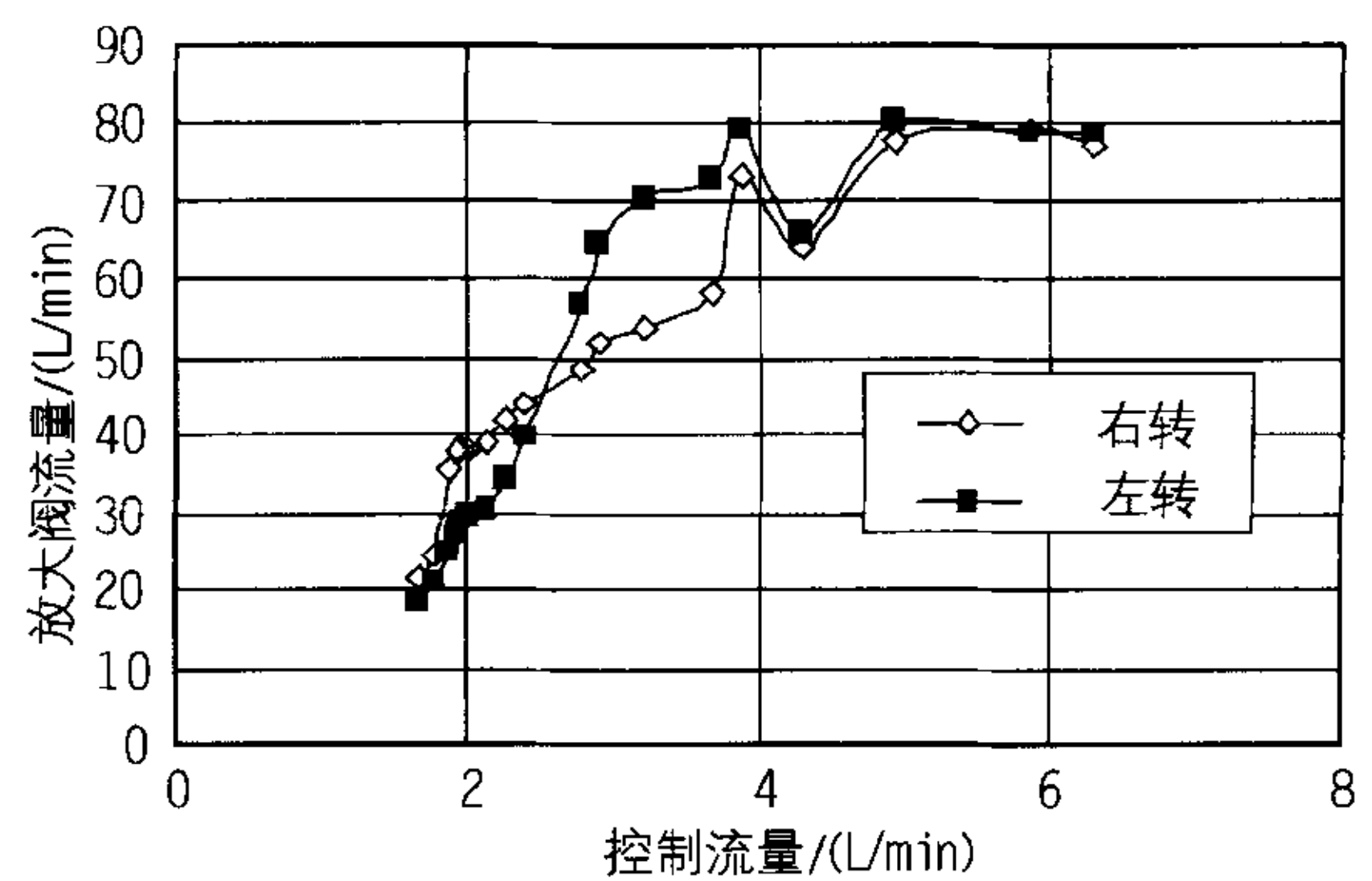


图8 放大阀流量随控制流量的变化曲线

3 结束语

本文在详细分析 CAT 型流量放大阀的基础上，指出了它存在的不足，并提出了解决方案：

(1) 分流阀弹簧腔信号油的通断与装载机工况不相关联，从而导致转向液压系统高压溢流，造成功耗，解决措施是通过改变流量放大阀的结构，使非转向状态下分流阀弹簧腔的压力与转向油缸的压力无关；

(2) 由于流量放大阀是靠油液流过主阀芯两

(下转第 105 页)

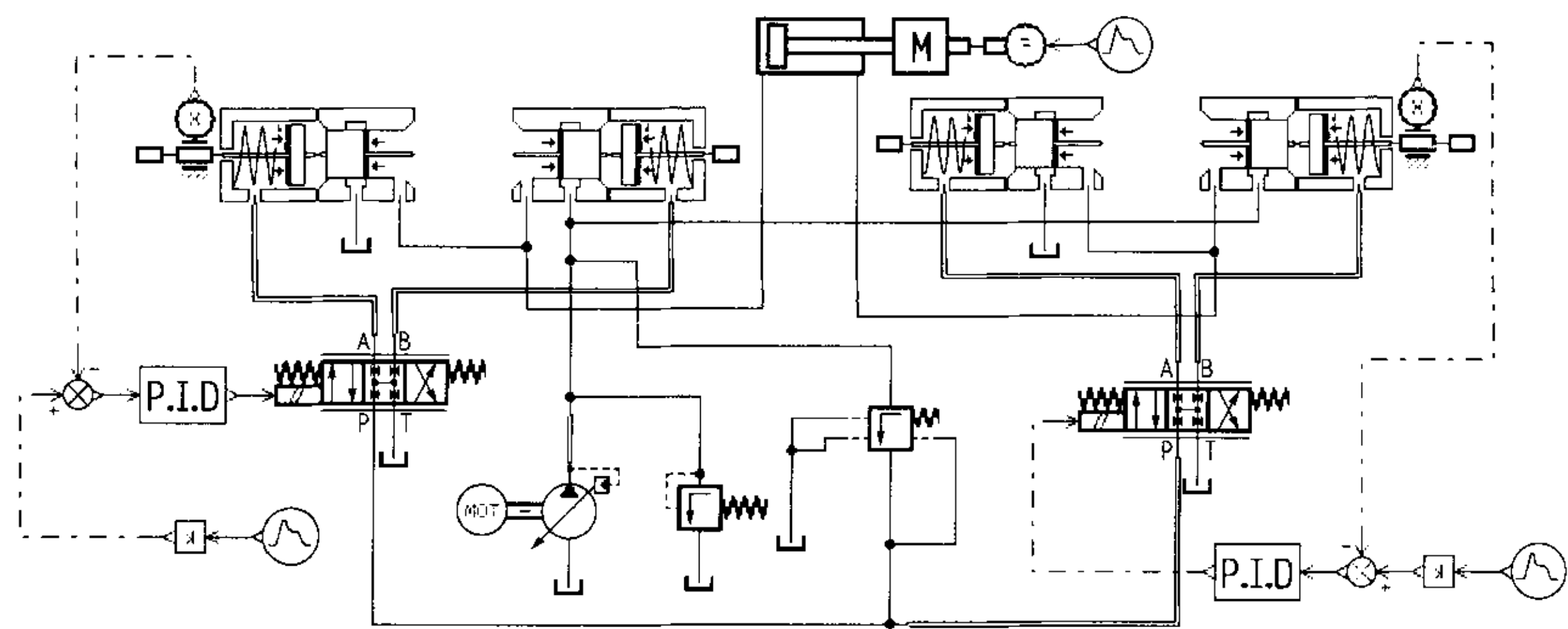


图6 液压控制系统简化 Amesim 模型

流量控制和压力控制的响应速度和精度。

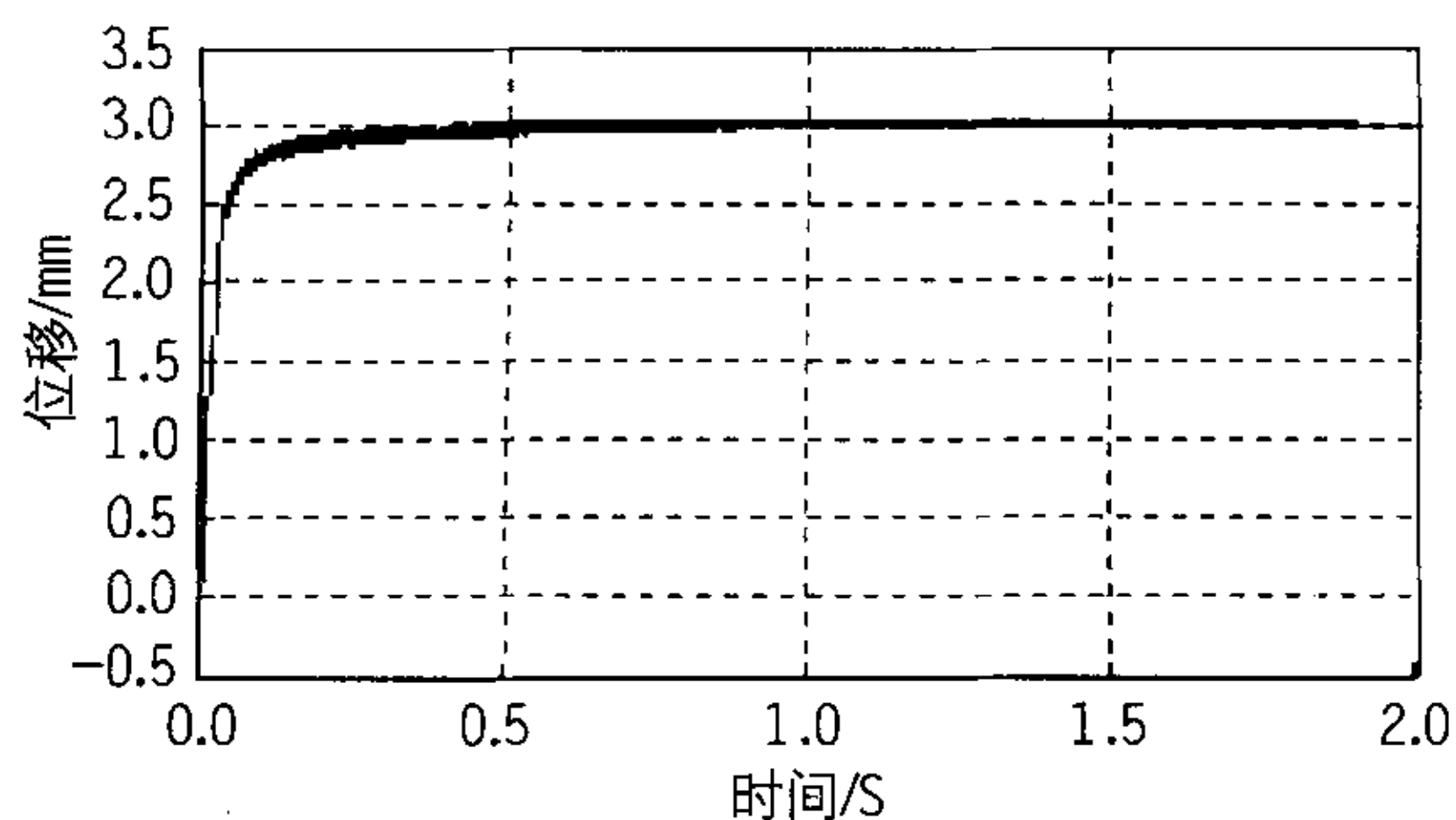


图7 主阀芯阶跃响应

5 结论

(1) 基于双阀芯的负载口独立控制液压系统融合了先进的电子技术、控制技术和传感器技术,在不同的工况下可采取灵活的控制策略,较传统的液压控制系统有更好的稳态控制精度和抗干扰能力。

(2) Amesim 的图形化建模仿真界面直观易懂、

使用方便、容易掌握,它提供了效果良好且方法简洁的仿真途径,应用 Amesim 图形化的建模方法可避免烦琐的公式推导,从而提高工作效率又不失准确性。

(3) 建立了负载口独立控制液压系统的 Amesim 简化模型,并对主阀芯的位置控制进行了仿真研究,结果表明主阀芯有良好的响应速度和稳态精度。

[参考文献]

- [1] 李安良. 液压多路换向阀双阀芯控制技术的应用 [J]. 工程机械, 2005, 36 (2): 54-56.
- [2] 杨华勇, 曹剑, 徐兵, 吴根茂. 多路换向阀的发展历程和研究展望 [J]. 机械工程学报, 2005, 41 (10): 1-5.
- [3] 苏东海, 于江华. 液压仿真新技术 AMESim 及应用 [J]. 机械, 2006, (11): 35-37.
- [4] 余佑官, 龚国芳, 胡国良. AMESM 仿真技术及其在液压系统中的应用 [J]. 液压气动与密封, 2005, (3): 28-31.

(上接第 101 页)

端的 6 个节流孔造成的压力损失工作的, 因此造成方向盘转速与车辆的转向速度呈非线性关系, 并且存在左右转向过程不对称, 转向过程还会受到温度影响, 解决措施是把流量控制放大主阀芯的位移改为用压力直接控制。

[参考文献]

- [1] 景军清. 流量放大转向系统原理特点及故障诊断

[J]. 工程机械与维修, 1998, (10).

- [2] 佟理. 介绍两种流量放大转向系统 [J]. 起重运输机械, 1989, (8).
- [3] 丁建民. 全液压流量放大转向系统探讨 [J]. 工程机械, 2002, (9): 35-36
- [4] 马永辉编. 工程机械液压系统设计计算 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1985.